衝突音に関する研究*

(第3報, 板の自由振動による音の減衰特性)

五十嵐 昭 男**, 笹 岡 誠 二***

Studies on Impact Sound
(3rd Report, Damping Characteristics of the Sound
Caused by Free Vibrations of a Plate)

by Teruo IGARASHI and Seiji SASAOKA

Sounds generated from the impact of a ball and a freely suspended square plate were investigated in order to obtain basic information for the reduction of sound. The pulsatile contact force of the ball and the plate, impact sounds and vibrations of the plate were simultaneously measured. By analyzing these signals, the relationships between the initial amplitude of the sound pressure and contact force are shown for the plate material and its thickness. Furthermore, it is found that the damping characteristics of the frequency components, which have a great deal of influence on the initial damping factor of the sound, are related to the critical frequency of the plate. As a result, the damping characteristics of the sound caused by free vibrations of the plate have been clarified in the case of a collision between the ball and the plate, providing an insight into the mechanism of impact sound occurrence.

Key Words: Sound, Shock, Impact Sound, Contact Force, Contact Duration, Damping Characteristics

1. 緒 言

機械的な音の発生原因の一つに衝突がある。衝突による音すなわち衝突音は非常に多く、特に機械や構造物等で問題になることがある。従来の衝突音の研究で取扱っている衝突モデルとしては、球と球、球と円柱、球と平板などがあげられるが、工業的には球と平板の衝突モデルが最も重要であると思われる。球と平板が衝突する場合の衝突音については、いままでにいくつかの研究^{(1)~(4)}が行われている。しかし、これらの研究は、いずれも定性的な結論を得ているにとどまり、衝突音の発生については明らかにしていないようである。この場合の衝突音の発生を解明するには、さらに定量的な研究が必要であると思われるので本研究を行っている。第1報⁽⁵⁾では、自由支持された平板に球が衝突する場合において、衝突音に関係する因子、衝突音の性質と平板の曲げ固有振動との関係、および球と平板の間に働く接触力の波形の影響など、この場合の衝突音の基本的な事項について報告した。そして、第2報⁽⁶⁾では、球が平板に衝突してから衝突音が発生

するまでの過程を4段階に分け、各段階における測定量の周波数特性を考えることにより、衝突音の発生機構を明らかにした。

そこで、本報では、衝突音の発生をさらに詳しく解明するために、球が平板に衝突する場合に発生する衝突音の減衰特性について明らかにすることにした。

2. 実 験

実験装置および測定方法の概略を図1に示す。実験は縦4.5 m、横5.0 m、高さ4.5 mの大きさの無響室内で行い、測定は別の測定室で行った。使用した平板は

図1 実験装置および測定方法の概略

* 昭和60年10月2日 第63期全国大会講演会において講演，原稿受付 昭和60年2月28日。

** 正員，長岡技術科学大学(〒949-54 長岡市上富岡町長峰)。

*** 学生員，長岡技術科学大学大学院。

縦横ともに 400 mm の正方形平板であり、平板の材質は平板の入手の都合上、鋼 (SPCE, SUS 405)、鋳鉄 (FC 20 : 片状黒鉛)、アルミニウム (Al 1100) の 3 種類とした。また、鋼板の板厚は 1.6, 3.2, 5.0 mm、鋳鉄板およびアルミニウム板の板厚は 5.0 mm とした。これらの平板の表面はすべて研削により平滑に仕上げた。表 1 に、実験に用いた平板の種類と機械的性質を示す。このような平板をナイロン糸でつるし、平板の中心に対して垂直方向に糸でつるしたフォーストランスデューサ付きの球を平板に衝突させた。球の衝突速度 v_0 は、球のつるし角度 α を変えることにより、22.1, 62.6, 125.2 cm/s の 3 段階に変えた。球の種類は、表 2 に示すように、直径寸法の異なるナイロン球と直径寸法が一定のゴム球、プラスチック球、鋼球とし、これらの球の一部を切り取ってフォーストランスデューサに取付けた。

衝突音は衝突の反対側すなわち反衝突側の平板中心から板面に垂直方向 750 mm の位置に設置したコンデンサマイクロホン (B & K 製 4133 形) を用いて測定した。衝突時における球と平板の接触力は球に取付けたフォーストランスデューサ (PCB 製 200A04 形) によって検出した。また、衝突によって生ずる平板の垂直方向振動は反衝突側の平板中心に接着した圧電形加速度ピックアップ (B & K 4375 形) により検出した。これらの衝突音、接触力、平板の振動の電気信号は、ウェーブメモリに同時記憶させ、オシロスコープ上での再生波によって調べた。さらに、これらの電気信号は高速フーリエ変換 (FFT) 分析器 (小野測器製 CF-500 形) を用いて瞬間周波数分析も行った。

3. 実験結果および解析

第 1 報⁽⁵⁾ で明らかにしたように、平板に球が衝突する場合の衝突音は初めのパルスの音とこの音に続く板の自由振動による音から成っており、板の自由振動による音がこの場合の衝突音のほとんど大部分を占めている。このため、本報ではすべて板の自由振動による音を取扱う。

3.1 衝突音の最初の音圧 まず、平板の自由振動による音および衝突により球と平板の間に働く接触力をオシロスコープ上の再生波によって調べた。図 2 はそのオシロ写真の一例であり、(a) が板の自由振動による音の減衰波形、(b) が接触力の波形である。パルスの音の直後に発生する板の自由振動による音の最初の音圧振幅 A_0 は、(a) のオシロ写真から読取ることが困難なので、衝突音を FFT 分析器に記憶し X-Y レコーダで再生させた減衰波形から読取った。また、最

大接触力 $F_{\max}$ と接触時間 T は (b) の接触力の波形から読取ることができる。このようにして得た A_0 と $F_{\max}$ の関係を鋼板の板厚 t_p についてプロットしたものが図 3 である。図より、 A_0 は $F_{\max}$ によってほぼ決定され、 A_0 はだいたい $F_{\max}^{1.19}$ に比例していることがわかる。また、板厚 t_p が小さいほど、 A_0 が大きくなる傾向がみられる。同様に、 A_0 と $F_{\max}$ の関係を 3 種類の材質についてプロットしたものが図 4 である。図より、アルミニウム板の A_0 は、鋼板および鋳鉄板の A_0 よりも大きく、鋼板の A_0 は鋳鉄板の A_0 より少し大きいことがわかる。図 3 と同様に、 A_0 はだいたい $F_{\max}^{1.19}$

表 1 平板の種類と機械的性質

Plate	Thickness mm	J I S	Tensile strength MPa	Young's modulus G Pa	Hardness Hb
Steel	1.6	SPCE	3 34	2 17	125
	3.2				
	5.0	SUS405	4 14	20 1	160
Cast iron	5.0	FC 20	2 03	1 15	145
Aluminum	5.0	Al 1100	1 14	6 7	43

表 2 球の種類

Material	Dia. (mm)	Mass (g)*
Nylon	4.76	12.107
	9.53	12.443
	19.05	12.691
Rubber	21.9	13.043
Plastic	14.15	12.516
Steel	4.76	12.246

* With force transducer

鋼板 (板厚 : 5.0 mm), $\phi 4.76$ mm 鋼球,
 $v_0 = 62.6$ cm/s

図 2 オシロ写真

に比例している。なお、これらの特徴の原因については4.1節で考察する。

3.2 衝突音の減衰 図2(a)のオシロ写真に示すような平板の自由振動による音の音圧振幅の減衰特性を詳しく調べるために、衝突音をFFT分析器に長時間記憶させて衝突音の減衰波形をX-Yレコーダで再生した。そして、その減衰波形曲線の包絡線より、パルスの音に続く最初の自由振動による音が発生したときからの時間 t に対して音圧波形の振幅を測定した。その結果の一例を図5に示す。図において、初期における音圧振幅レベルは、時間 t に対してだいたい

直線的に減衰している。そこで、音圧振幅レベルの初期減衰を直線で近似して直線のこう配を求めた。ここで、この直線のこう配を初期減衰率 K と呼ぶことにする。このようにして得た K は衝突時における球と平板の接触時間 T に関係する。図6に K と T の関係をプロットした結果を示す。図のように、 K はほぼ T によって決定される。板厚5.0mmの3種類の材質について比べると、 K の値は鉄板が最も大きく、鋼板が最も小さい。3種類の板厚の鋼板では、 T が約0.2msより大きいときは、板厚 t_p が大きいほどだいたい K が大きく、 T が約0.2msより小さくなると t_p が小さいほど、 K が大きくなる傾向が見られる。

3.3 衝突音の周波数成分の減衰 図6のような平板の自由振動による音の音圧振幅の初期減衰特性の原因を明らかにするために、FFT分析器に記憶した音の電気信号について最初の自由振動による音が発生したときからの時間 t ごとに瞬間周波数分析を行った。

図3 最初の音圧と接触力(板厚の影響)

図5 音圧レベルと時間

図4 最初の音圧と接触力(材質の影響)

図6 初期減衰率と接触時間

その周波数スペクトルの一例を図7に示す。図の(a)は最初の自由振動による音が発生した瞬間($t=0$ sec)のものであり、(b)は(a)より、0.1 sec経過後のものである。このような時間ごとの周波数スペクトルより、各ピークの音圧レベルを求め、 t に対してプロットすると、例えば、図8が得られる。図より、各周波数成分の音圧は t の指数関数 $\exp(-\alpha_f t)$ で減衰することがわかる。すなわち、周波数 f の成分の最初の音圧振幅を P_{nf}^* 、時間 t における音圧振幅を $P_{nf}(t)$ とすれば、

$$P_{nf}(t) = P_{nf}^* \exp(-\alpha_f t) \dots \dots \dots (1)$$

となる。 α_f は f の成分の減衰係数を表す。 α_f は図8のような音の各周波数成分の直線のこう配より求めることができる。 α_f を板厚および材質についてプロットしたものが、それぞれ図9および図10である。図中の一

点鎖線で示した一定の周波数は、各平板の限界周波数 f_c である。両図において、板厚または材質にかかわらず、 α_f は周波数が高くなるにつれて、急激に大きくなって f_c 付近において最大になり、 f_c 以上では低下または一定になる傾向がある。図9より、約1 kHz以下を除く低周波数では鋼板の板厚 t_p が大きいほど α_f が大きくなるが、 f_c 付近以上の高周波数においては t_p が小さいほど、 α_f が大きくなることがわかる。また、図10より、3種類の材質に関して比べると、鋳鉄板が最も大きな減衰性をもっており、鋼板が最も小さい減衰性をもっていることがわかる。なお、平板の限界周

(b) $t=0.1$ sec
鋼板 ($t_p=3.2$ mm), $\phi 9.53$ mm ナイロン球,
 $v_0=62.6$ cm/s, $T=0.23$ ms

図7 板の自由振動による音の周波数スペクトル

図8 各ピークの音圧レベルと時間

図9 音の周波数成分の減衰係数(板厚の影響)

図10 音の周波数成分の減衰係数(材質の影響)

波数 f_c は次式によって計算した⁽⁷⁾.

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi t_p} \sqrt{\frac{12\rho(1-\mu^2)}{E}} \dots\dots\dots (2)$$

ここで, c は空気中の音速, ρ は平板の密度, μ はポアソン比, E は縦弾性係数である.

4. 考 察

4.1 衝突音の最初の音圧について 3.1 節で述べたように, パルスの音の直後に発生する板の自由振動による音の最初の音圧振幅 A_0 は, 球と平板の間に働く最大接触力 $F_{\max}$ に関係する. そして, 同じ大きさの $F_{\max}$ に対して, A_0 は, 板厚が小さいほど大きく, アルミニウム板のほうが铸铁板および鋼板より大きい. ここではこれらの原因について考察する.

まず, 板厚が同じ場合を取り上げる. 第1報⁽⁵⁾ではパルスの音に続いて発生する板の自由振動による音の負の最大ピーク音圧 $-P_{\max}$ および正の最大ピーク音圧 $+P_{\max}$ はともにほぼパルスの音の音圧 $+P_1$ と同じ値をもっている. よって, $-P_{\max}$ と $+P_{\max}$ は, $+P_1$ と同様に $F_{\max}$ に関係すると推定される. $-P_{\max}$ または $+P_{\max}$ は A_0 に相当するから A_0 は $F_{\max}$ に関係することになる.

次に, 板厚の異なる平板に同じ大きさの $F_{\max}$ が働く場合を考える. この場合には板厚の小さいほうが平板中央の面の垂直方向に生ずる振動速度パルスのピーク値 $V_{\max}$ が大きくなる. そして, 第1報より, 板厚の異なる平板では, パルスの音に続く板の自由振動による音の最初の音圧振幅 A_0 は, $V_{\max}$ に関係すると推定される. したがって, 板厚が小さいと $V_{\max}$ が大きくなって A_0 が大きくなると考えられる. アルミニウム板の A_0 が铸铁板および鋼板の A_0 より大きい理由も同じ $F_{\max}$ が働く場合アルミニウム板の $V_{\max}$ が他より大きいためであると考えることができる.

4.2 衝突音の周波数成分の減衰特性について

ここでは, 3.3 節で述べた板の自由振動による音の周波数成分の減衰特性について考察する. 図9および図10のような音の周波数成分の減衰特性の原因を調べるために, 図1に示すように平板の中心に加速度ピックアップを接着して衝突によって生ずる平板の垂直方向振動加速度を衝突音と同時に測定した. そして, 音と同様に, 板の自由振動の振幅の周波数成分の減衰について調べた. その結果, 音の周波数成分の減衰と同じく, 自由振動の各周波数成分の振幅は時間 t の指数関数 $\exp(-\alpha_f t)$ で減衰することが判明した. ここで, α_f は周波数 f の減衰係数を表す. α_f を板厚 t_p についてプロットしたものが図11である. 図には図9に

示した音の場合の減衰係数も点線で表してある. 図では振動の α_f の特性は音の α_f の特性にほぼ等しくなっている. したがって, 板の自由振動による音の周波数成分の減衰特性は板の自由振動の周波数成分の減衰特性が原因であると考えられる. なお, 音および振動の周波数成分の減衰特性は平板の限界周波数 f_c に関係したものになっているが, このような特性は平板周辺の支持条件に関係していると推定される.

4.3 衝突音の減衰について ここでは, 3.2 節で述べた衝突音の減衰特性について音の周波数成分の減衰特性を導入して考察する. 図9および図10より, 音の周波数成分の減衰係数 α_f は限界周波数 f_c 以下では低周波数ほど小さい. 第1報で明らかにしたように, 球と平板の接触時間 T が大きいほど発生する衝突音の周波数成分が低くなるために, T が大きいと衝突音の初期減衰率 K が小さくなると思われる. 逆に, T が小さくなると, α_f の大きい高周波数成分の音が生じるため K が大きくなる. さらに T が約 0.2 ms になると, 発生する音の周波数成分はさらに高い周波数のものになり, α_f は一定または低下する傾向になる. したがって, K はしだいにねる傾向になる. また, T が約 0.2 ms より小さくなると, 各平板ともそれぞれの平板の限界周波数 f_c 以上の音の周波数成分が生ずる. しかし, 図9のように各平板の f_c 付近を境にして α_f は板厚について逆の傾向になっている. このために, T の約 0.2 ms を境にして K は板厚に対して反対の傾向になると推定される. 以上より, 衝突音の減衰特性は音

図11 振動と音の周波数成分の減衰係数の比較 (板厚の影響)

の周波数成分の減衰の影響を受けたものになることがわかる。

5. 結 言

以上の実験結果、解析および考察より、自由支持された平板に球が衝突する場合の反衝突側における衝突音の板の自由振動による音について、本実験条件では、次のような結論を得る。

(1) 音の最初の音圧振幅 A_0 は、衝突によって球と平板との間に作用する最大接触力 $F_{\max}$ によりほぼ決まり、音圧振幅の初期における減衰は、衝突時の球と平板との接触時間 T によってほぼ決定される。この減衰特性は音の周波数成分の減衰の影響を受ける。

(2) 音の周波数成分の減衰は、時間 t の指数関数の特性をもつ。すなわち、周波数 f の成分の最初の音圧振幅を P_{nf}^* 、時間 t における音圧振幅を $P_{nf}(t)$ とすれば、

$$P_{nf}(t) = P_{nf}^* \exp(-\alpha_f t)$$

となる。ここで、 α_f は f の成分の減衰係数である。

(3) 音の周波数成分の α_f は、 f の関数であり、板厚および材質によって変化する。そして、 α_f は、板の限界周波数 f_c 付近で最大となり、 f_c 付近を境に異なった減衰特性になる。

(4) 音の周波数成分の減衰特性は板の垂直方向振動の周波数成分の減衰特性にほぼ等しい。したがって、音の周波数成分の減衰特性は板の自由振動の周波数成分の減衰特性が原因であると考えられる。

文 献

- (1) 時田, 日本音響学会誌, 16-3 (昭35), 170.
- (2) 時田, 日本音響学会誌, 17-2 (昭36), 116.
- (3) 坂田・ほか2名, 機論, 45-392, C (昭54), 414.
- (4) Takahagi, T., ほか2名, *J. Acoust. Soc. Jpn (E)*, 1-2 (1980), 121.
- (5) 五十嵐・ほか2名, 機論, 50-453, C (昭59), 840.
- (6) 五十嵐・相本, 機論, 50-458, C (昭59), 1799.
- (7) 日本音響学会編, 騒音・振動(上), (昭53), 185, コロナ社.